

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**Сучасні технології  
у промисловому виробництві**

**МАТЕРІАЛИ  
та програма**

**IV Всеукраїнської міжвузівської  
науково-технічної конференції  
(Суми, 19–22 квітня 2016 року)**

**ЧАСТИНА 1**

**Конференція присвячена Дню науки в Україні**



**Суми  
Сумський державний університет  
2016**

# ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ НЕЛИНЕЙНЫХ РЕАКЦИЙ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ НА ДИНАМИКУ РОТОРА ТУРБОКОМПРЕССОРА

*Грицун Д. В., студент;  
Симоновский В. И., профессор, СумГУ, г. Сумы*

В работе разработана трех массовая нелинейная модель ротора турбокомпрессора, с помощью которой было проведено исследование нелинейных колебаний в неустойчивой области частот вращения. Уравнения модели записывались в виде:

$$\begin{aligned}x_i &= \sum_{j=1}^n \delta_{ij} \cdot F_{xj}, i = 1,3, \\y_i &= \sum_{j=1}^n \delta_{ij} \cdot F_{yj}, i = 1,3,\end{aligned}\tag{1}$$

где коэффициент податливости  $\delta_{ij}$  подсчитывались по программе МКЭ-модели ротора как прогиб в  $i$ -ой точке под действием единичной силы в  $j$ -ой точке.

В случае рассмотрения вынужденных колебаний ротора при наличии дисбаланса в уравнения (1) надо подставить

$$\begin{aligned}F_{x1} &= -m_1 \cdot \ddot{x}_1 - d \cdot \dot{x}_1 - q \cdot y_1 - \alpha \cdot r_1^2 \cdot x_1, \\F_{y1} &= -m_1 \cdot \ddot{y}_1 - d \cdot \dot{y}_1 + q \cdot x_1 - \alpha \cdot r_1^2 \cdot y_1, \\F_{x2} &= -m_2 \cdot \ddot{x}_2 + m_2 \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega t, \\F_{y2} &= -m_2 \cdot \ddot{y}_2 + m_2 \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t, \\F_{x3} &= -m_3 \cdot \ddot{x}_3 - d \cdot \dot{x}_3 - q \cdot y_3 - \alpha \cdot r_3^2 \cdot x_3, \\F_{y3} &= -m_3 \cdot \ddot{y}_3 - d \cdot \dot{y}_3 + q \cdot x_3 - \alpha \cdot r_3^2 \cdot y_3,\end{aligned}\tag{2}$$

где  $d$ ,  $q$  – коэффициенты соответственно сил сопротивления и циркуляционной силы,

$\alpha$  – коэффициент нелинейной части квазиупругих реакций подшипников скольжения,

$e$  – относительный эксцентриситет дисбаланса,

$$r_1^2 = x_1^2 + y_1^2, r_3^2 = x_3^2 + y_3^2,$$

$\omega$  – частота вращения ротора.

Динамические коэффициенты подшипников взяты из работы [1], где они были получены по экспериментальным данным на основе методов оценивания, изложенных в [2]. Эквивалентные сосредоточенные массы найдены методом оценивания по данным расчёта собственных частот и форм МКЭ-модели рассмотренного ротора, описанным в [3].

В результате численного интегрирования системы (1), (2) при варьировании динамических коэффициентов подшипников  $d$ ,  $q$  и  $\alpha$  в пределах их возможных изменений и дальнейшем спектральном анализе полученных колебаний показано, что потеря устойчивости происходит при частотах вращения, превышающих утроенную первую критическую частоту. При этом изменение коэффициента сопротивления  $d$  в реально возможных пределах на граничную по устойчивости частоту вращения влияет незначительно. При весьма незначительном превышении частоты вращения ротора граничной по устойчивости амплитуда автоколебательной субгармонической составляющей достигает недопустимых величин.

#### Список литературы

1. Phenomena of Stability Loss of Rotor Rotation at Tilting Pad Bearings/ V.Gadyaka, D.Leikykh, V.Simonovskiy// XIIIth International Scientific and Engineering Conference “Hermetic Vibration Reliability and Ecological Safety of Pump and Compressor Machinery” – “HERVICON” – 2011. Vol.39, P.1 - 414 (2012).
2. Уточнення математичних моделей коливальних систем за експериментальними даними: монографія / В. І. Симоновський. – Суми: Сумський державний університет, 2010. – 91 с.
3. Симоновский В. И. Оценивание коэффициентов математических моделей колебательных систем. Учебное пособие.- Изд-во LAP LAMBERT Academic Publishing, Saarbruecken, 2015. 100 с.